

УДК 621.438:669.85

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; ИПМаш НАН Украины, Харьков;
В.В. СОЛОВЕЙ, д-р техн. наук; ИПМаш НАН Украины, Харьков;
В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; ИПМаш НАН Украины, Харьков

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОДЕТАНДЕРА ДЛЯ ВОДОРОДОЖИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОСОРБЦИОННЫМ КОМПРЕССОРОМ

Проведено расчётно-теоретическое исследование трехмерных вязущих течений, а также сравнительный анализ режимных и конструктивных характеристик входных радиально-осевых и осевых ступеней турбомашин, установлено термодинамическое преимущество радиально-осевого варианта конструкции. Предложена конструкция с переменным по высоте профилем лопатки и определенны его основные характеристики.

Проведено розрахунково-теоретичне дослідження тривимірних в'язких течій, а також порівняльний аналіз режимних і конструктивних характеристик вхідних радіально-осьових та осьових ступенів турбомашини, встановлена термодинамічна перевага радіально-осьового варіанта конструкції. Запропоновано конструкцію зі змінним по висоті профілем лопатки і визначені її основні характеристики.

Estimated and theoretical research of three-dimensional viscous flows and comparative analysis of operational and designed performances of inlet radial-axial and axial stages of turbomachine have been conducted. The thermodynamical advantage of the radial-axial version of design has been defined. A version of the design with blade profile of changeable height has been suggested and its basic performances have been defined.

Недостатком существующих способов ожижения водорода является значительное потребление электрической энергии. Известно, что коэффициент ожижения пропорционален работе, выполненной в цикле сжатым газом, и количеству теплоты, отданному дополнительному холодоисточнику. Основной вклад в энергоёмкость процесса ожижения вносит процесс компримирования водорода. Следовательно, экономичность ожижения можно повысить путем уменьшения затрат первичной энергии на сжатие газа.

Исследования показывают, что преобразование теплоты, получаемой при сжигании топлива на тепловой электрической станции в работу сжатия водорода с помощью механического компрессора ИВУВ-45/150 с электроприводом, характеризуется степенью термодинамического совершенства равной 0,183 [1].

В качестве сравнения рассмотрим термодинамические характеристики сжатия водорода в термосорбционном компрессоре (ТСК), созданном для водородоожигательной установки. Согласно экспериментально установленной зависимости $\ln p = f(1/T)$ для металлгидрида $\text{LaNi}_{4,8}\text{AlH}_{0,2}$, при нагнетании водорода с повышением давления от 0,1 до 15 МПа обходимо располагать источником теплоты с температурным потенциалом 500 К и хладоисточником с температурой 293 К [2]. Степень термодинамического совершенства термохимического способа преобразования теплоты при указанных параметрах в энергию сжатого водорода составляет 0,575.

Потери работоспособности в отдельных элементах системы при термохимическом сжатии водорода с помощью ТСК, указанные в процентах от располагаемой работоспособности теплоты на верхнем температурном уровне, приведены на рис. 1.

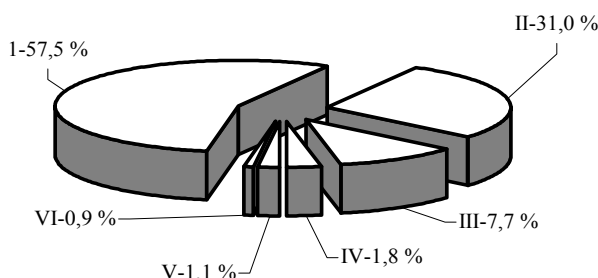


Рис. 1. Эксергетическая диаграмма термохимического компримирования водорода:
 I – эксергия сжатого водорода; II – потери эксергии вследствие внешней необратимости (на верхнем температурном уровне); III – потери эксергии в результате несовершенства переходного процесса; IV – потери эксергии вследствие внешней необратимости (на нижнем температурном уровне); V – потери эксергии, обусловленные наличием вредного пространства; VI – потери эксергии в газораспределительной системе

В рассмотренном случае степень термодинамического совершенства термохимического сжатия почти в 3 раза превышает аналогичный показатель при реализации механического компримирования. Это объясняется тем, что термохимический способ исключает ряд промежуточных преобразований энергии, характерных для механического сжатия. Проведенные комплексные экспериментальные и расчетно-теоретические исследования позволяют прогнозировать технические характеристики перспективных образцов ТСК.

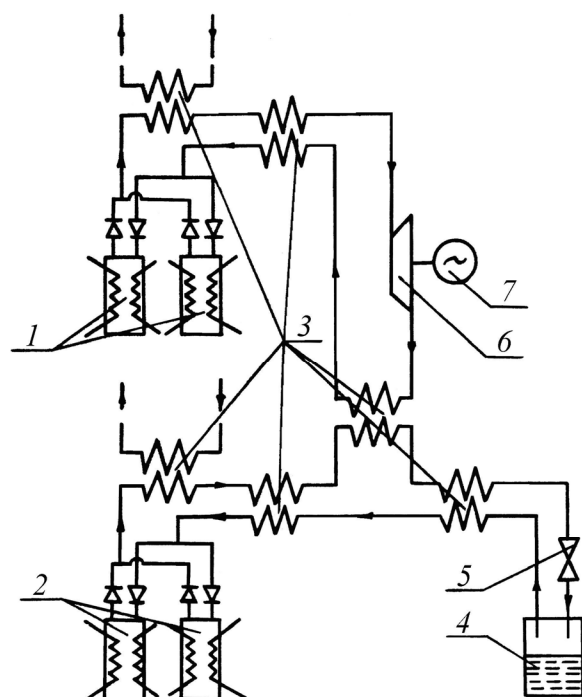


Рис. 2. Схема водородоожижительной установки на базе ТСК:

- 1 – ТСК холодильного контура;
 2 – ТСК водородоожижительного контура;
 3 – теплообменники; 4 – сосуд для жидкого водорода; 5 – дроссельное устройство; 6 – детандер; 7 – нагрузочное устройство

Учитывая высокую термодинамическую эффективность термохимического сжатия, представляется целесообразным включение металлогидридного ТСК в схемы водородоожижительной установки. Металлогидридный термосорбционный компрессор может служить не только базовым агрегатом ожижительной или рефрижераторной установки, но и использоваться в дополнительном холодильном контуре. Это позволяет исключить из схемы предварительное азотное охлаждение.

На рис. 2 изображена разработанная схема водородоожижительной установки на базе ТСК. Реализация двухконтурной схемы установки, в которой в первом контуре осуществляется замкнутый детандерный холодильный цикл, обеспечивающий необходимое значение температуры перед дросселированием водорода во втором контуре, позволяет повысить эффективность ожижения при сохранении технически приемлемого значения уровня давления в установке.

Теоретически затраты энергии в виде теплоты низкого температурного потенциала на ожижение 1 кг водорода в установке на базе ТСК составляют не более 320 кДж. Кроме того, исключается необходимость дополнительного холодоисточника в виде жидкого азота.

Анализ данных показывает, что применение термохимической технологии сжатия водорода обеспечит снижение металлоемкости и энергоемкости компрессорного оборудования. Потребление теплоты низкого температурного потенциала для сжатия водорода в ТСК открывает перспективы использования вторичных энергетических ресурсов при ожижении водорода для его хранения и транспортировки.

Применение в таких схемах термохимического термосорбционного компрессора, позволяет использовать низкопотенциальное тепло для получения достаточно высокой степени сжатия водорода [2, 3]. Такое сжатие требует особого подхода к созданию расширительной машины роторного типа (турбодетандеров) для водородоожижительных установок с ТСК.

Создание турбодетандерных установок такого класса позволяет предположить, что речь может идти о высокооборотных малых турбинах, что требует решения проблем, обусловленных ограничением мощности.

Высокая степень сжатия водорода и, как следствие, малые удельные объемы движущегося в турбодетандере рабочего тела, накладывают определенные условия, как на выбор типа проточной части, так и на количество ступеней. Известные типы ступеней турбины, осевые, центростремительные, центробежные, позволяют провести выбор рациональной формы проточной части турбодетандера с учетом наиболее рациональной геометрии, обеспечивающей высокую экономичность и технологичность.

Конструирование лопаточных машин с разными рабочими телами при сохранении одинаковых значений критериев Маха и Эйлера приводит к значительному увеличению окружной скорости u рабочего колеса при использовании газов, для которых характерны большие скорости звука (H_2 , He). Рост скорости u обычно ограничен условиями прочности ступеней. Поэтому турбомашины на легких газах проектируют исходя из условия снижения значения u , что приводит к увеличению числа ступеней. Это является нежелательным показателем. Поэтому для уменьшения числа ступеней при использовании в качестве рабочего тела легких газов необходимо выбирать параметры ступеней с учетом увеличения их удельной работы. С этой целью рассмотрим более детально вопрос рационального формирования конструктивного облика отдельных элементов турбоагрегата, использующего водород в качестве рабочего тела, для турбодетандера со следующими термогазодинамическими характеристиками: полное давление на входе – 10,0 МПа; полная температура на входе – 293 К; массовый расход рабочего тела – 1,0–1,1 кг/с; степень понижения полного давления – 33; частота вращения ротора – 35000 об/мин.

Для выбора варианта конструкции ступеней турбодетандера было проведено расчетное исследование трехмерных вязких течений, которое выполнялось с использованием программного комплекса *FlowER*. В комплексе реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности *SST* Ментера, неявная квазимоноотонная *ENO*-схема повышенной точности [3, 4].

Геометрическая форма каналов исследуемых ступеней проточных частей разработана с помощью метода, в котором профили лопаток описываются кривыми четвертого порядка [5].

Анализ результатов расчетного исследования позволил определить основные геометрические характеристики ступеней турбодетандера. На рис. 3 представлен вид двух вариантов первой ступени (радиально-осевого и осевого типов) и последней ступени (осевого типа), а в табл. 1 даны их основные геометрические характеристики.

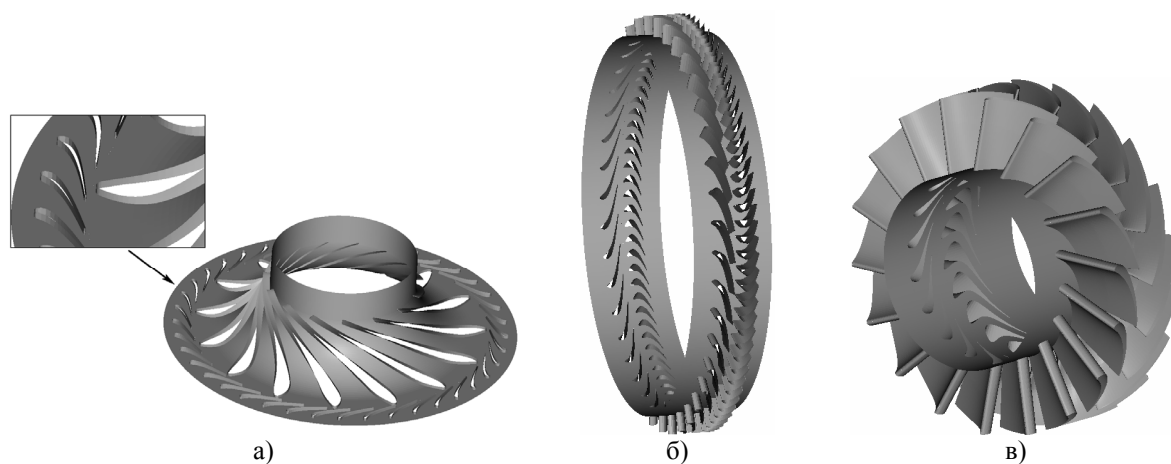


Рис. 3. Вид исследуемых ступеней: а – первая ступень радиально-осевого типа; б – первая ступень осевого типа; в – последняя ступень осевого типа

Таблица 1
Основные геометрические характеристики исследуемых ступеней

Параметр	Первая ступень				Последняя ступень	
	радиально-осевая		осевая		осевая	
	НА	РК	НА	РК	НА	РК
Число лопаток	40	15	40	80	18	20
Диаметр по входной кромке, м*	0,23	0,2	0,105	0,105	0,138	0,138
Диаметр по выходной кромке, м*	0,204	0,105	0,105	0,105	0,138	0,138
Высота канала на входе, м	0,002	0,002	0,005	0,005	0,038	0,038
Высота канала на выходе, м	0,002	0,005	0,005	0,005	0,038	0,038
Эффективный угол решетки, град	12,1	23,8	10,8	16,5	14,4	13,6

* по среднему сечению;

НА – направляющий аппарат;

РК – рабочее колесо.

В табл. 2 даны интегральные газодинамические характеристики разработанных ступеней. Последняя ступень осевого типа имеет достаточно высокие интегральные аэродинамические характеристики как по уровню потерь кинетической энергии и внутреннего КПД, так и по степени понижения полного давления.

В результате исследования можно заключить, что разработанная методика определения диапазона параметров рабочего тела позволяет выбирать исходные характеристики для создания турбины, рабочим телом которой является водород.

Таблица 2

Интегральные газодинамические характеристики ступеней

Параметр	Первая ступень		Последняя ступень
	радиально-осевая	осевая	осевая
Массовый расход, кг/с	1,075	1,067	1,048
Степень понижения полного давления	1,64554	1,24047	1,52934
Абсолютный угол выхода потока (от осевого направления), град	2,25	-0,2	-2,59
Потери кинетической энергии, %	9,3	11,46	8,01
Потери кинетической энергии с выходной скоростью, %	2,3	3,35	4,33
Внутренний КПД, %	90,7	88,34	91,99
Мощность ступени, кВт	970,062	417,863	451,376

Выполненный анализ термогазодинамических параметров водородного турбодетандера позволил определить диапазон изменения частоты вращения ротора, конструктивные особенности и геометрические характеристики сопловых и рабочих лопаток. На основании расчетов установлено, что минимальная высота лопаток для турбодетандеров промышленного назначения может быть принята равной 10 мм, что потребует применения парциальных ступеней в турбине.

На рис. 4 представлена визуализация течения по средним сечениям в двух плоскостях, а в табл. 2 даны интегральные газодинамические характеристики последней ступени турбодетандера.

Из представленных результатов следует, что в предложенной проточной части наблюдается удовлетворительная картина обтекания потоком водорода лопаточных аппаратов, а ступень имеет достаточно высокие интегральные аэродинамические характеристики как по уровню потерь кинетической энергии и внутреннего КПД, так и по степени понижения полного давления.

Для совершенствования технико-экономических характеристик ожижения водорода показана возможность применения термохимической технологии сжатия рабочего тела в водородоожижительных установках, работающих с турбодетандерным расширением потока. С целью обеспечения высокого аэродинамического совершенства последней ступени предложен вариант конструкции с переменным по высоте профилем лопатки и определены ее основные характеристики. Полученные данные позволят сформировать конструктивный облик турбодетандера высокого давления с уровнем суммарного внутреннего КПД 90 %. Суммарное число ступеней в расширительной машине необходимое для обеспечения понижения давления от 15,0 МПа до 0,3 МПа, будет составлять от 5 до 19.

На основании результатов профилирования элементов проточной части водородного турбодетандера, полученных с использованием данных расчетно-теоретического исследования трехмерных вязких течений, проведен сравнительный

анализ режимных и конструктивных характеристик входных радиально-осевой и осевой ступеней турбомашины, установлено термодинамическое преимущество радиально-осевого варианта конструкции.

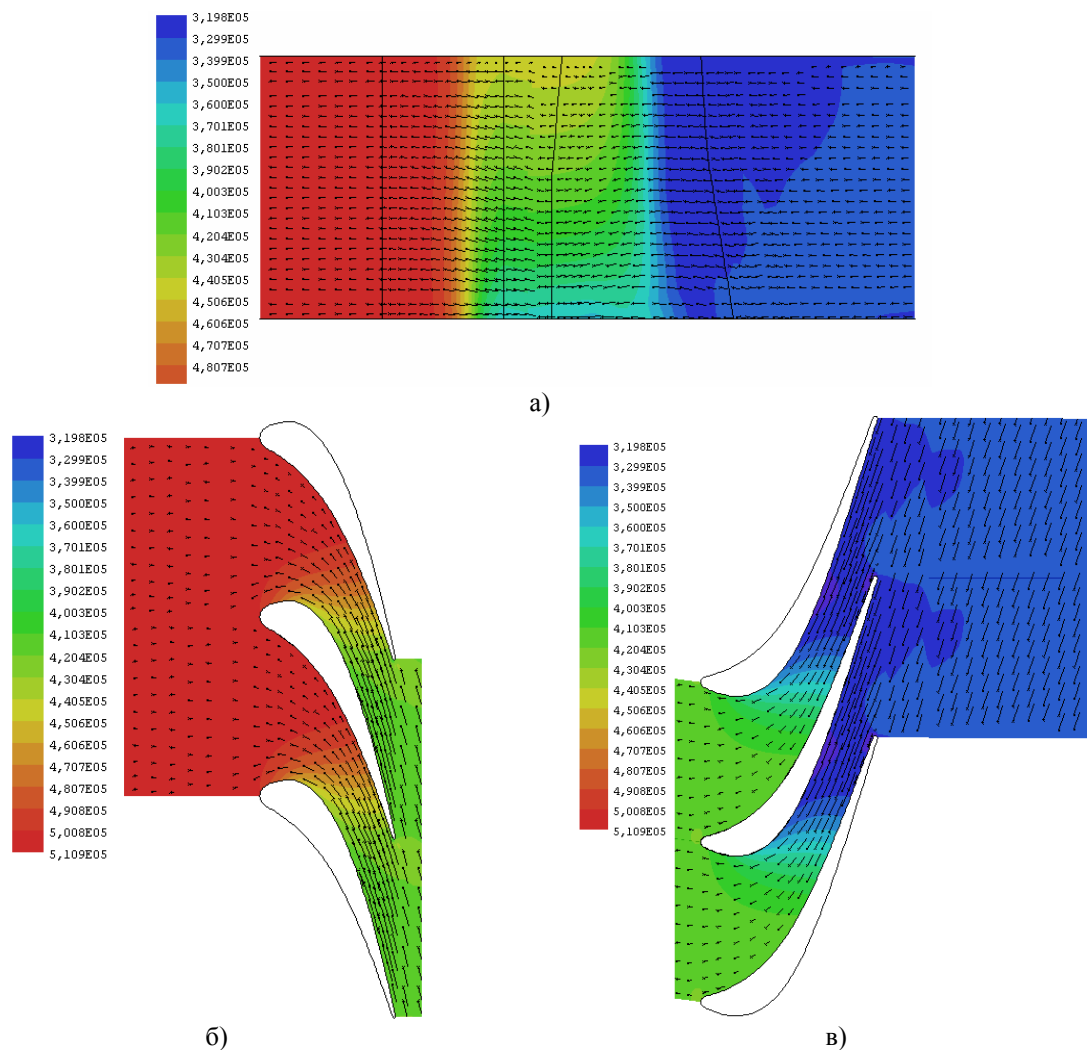


Рис. 4. Изолинии давления и векторы скорости в последней ступени:
а – среднее сечение в меридиональной плоскости;
б – среднее сечение канала НА; в – среднее сечение канала РК

Список литературы: 1. Абрамов, Ю.А. Системы хранения и подачи водорода на основе твердых веществ для бортовых установок [Текст] / Ю.А. Абрамов, В.И. Кривцова, В.В. Соловей. – Харьков: Фолио, 2002. – 369 с. 2. Соловей, В.В. Металлогидридные энерготехнологии. Проблемы и перспективы [Текст] / В.В. Соловей, Ю.Ф. Шмалько, М.В. Лотоцкий // Проблемы машиностроения. – 1999. – № 1. – С. 115-132. 3. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. Бойко, А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов [и др.]. – Харьков, НТУ «НПИ», 2002. – 356 с. 5. Русанов, А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32-37.

© Русанов А.В., Соловей В.В., Голощапов В.Н., 2012
Поступила в редколлегию 08.02.12